

## 明 細 書

## 内燃機関の制御装置

## 技術分野

本発明は内燃機関の制御装置に関する。

## 背景技術

近年、内燃機関の吸気系を流体力学等に基づいてモデル化し、そのモデルを用いて算出したパラメータに基づいて内燃機関を制御することが検討されている。すなわち例えば、内燃機関の吸気系について、スロットルモデル、吸気管モデル、吸気弁モデル等を構築し、これら各モデルを用いることによりスロットル弁開度、大気圧、及び大気温度等から筒内充填空気量等を算出して、これに基づいて内燃機関の制御を行うようにする。

ところで、内燃機関の制御を行う場合、特に上記のようにモデルを用いて内燃機関の制御を行う場合には、制御に関連するパラメータを算出するために、定常運転時におけるスロットル弁下流側の吸気管内圧力  $P_{mta}$  や筒内吸入空気流量  $m_{cta}$ （もしくはそれから算出され得る定常運転時における筒内空気充填率  $K_{lta}$ （すなわち、一気筒の総行程容積分の空気の質量に対する筒内充填空気の質量比））が必要となる場合がある。例えば、特開 2001-41095 号公報にはスロットル弁通過空気流量を、その時のスロットル弁下流側吸気管内圧力や大気圧等と、上記  $P_{mta}$  とに基づいて算出する方法が開示されている。

そして、上記のような定常運転時におけるスロットル弁下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  や筒内吸入空気流量  $m_{cta}$  は、従来、マップ

を用いて求められている。すなわち、例えば上記特開 2001-41095 号公報では、上記  $P_{mta}$  がスロットル弁開度や機関回転数等を引数としたマップから求められている。

ところが、実際に上記のようなマップを作成するためには、多大な時間が必要となる。すなわち、マップを作成するためには上記  $P_{mta}$  や  $m_{cta}$  を、各引数を順に変化させつつ実測する必要があり、その作業は膨大なものとなる。また、必要なマップ数や引数が増大することでマップ検索操作が増大し、制御負荷が増大してしまう懸念もある。

#### 発明の開示

本発明は、上記問題に鑑みてなされたもので、その目的は、定常運転時におけるスロットル弁下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  と筒内吸入空気流量  $m_{cta}$  とのうちの少なくとも一方をより簡便な方法によって求めるようにした内燃機関の制御装置を提供することである。

本発明は、上記課題を解決するための手段として、請求の範囲の各請求項に記載された内燃機関の制御装置を提供する。

本発明の 1 番目の態様では、スロットル弁通過空気流量がスロットル弁より下流側の下流側吸気管内圧力の関数として表されるスロットル弁通過空気流量算出式と、筒内吸入空気流量が上記下流側吸気管内圧力の関数として表される筒内吸入空気流量算出式とを備えていて、上記スロットル弁通過空気流量算出式から求められるスロットル弁通過空気流量と上記筒内吸入空気流量算出式から求められる筒内吸入空気流量とが一致する時の上記下流側吸気管内圧力をその時の運転条件で定常運転した時の下流側吸気管内圧力として算出する、内燃機関の制御装置が提供される。

上記の定常運転した時の下流側吸気管内圧力は、従来はマップを用いて求められていたが、マップ作成作業の工数が多大であり、またマップ検索時の制御負荷も大きいという問題があった。

これに対し、本態様では、定常運転時にはスロットル弁通過空気流量と筒内吸入空気流量とが一致することを利用し、上記の定常運転した時の下流側吸気管内圧力を計算によって求めるようにしている。そのため、本態様によれば、上記の定常運転した時の下流側吸気管内圧力をより簡単に求めることが可能である。

本発明の2番目の態様では、スロットル弁通過空気流量がスロットル弁より下流側の下流側吸気管内圧力の関数として表されるスロットル弁通過空気流量算出式と、筒内吸入空気流量が上記下流側吸気管内圧力の関数として表される筒内吸入空気流量算出式とを備えていて、上記スロットル弁通過空気流量算出式から求められるスロットル弁通過空気流量と上記筒内吸入空気流量算出式から求められる筒内吸入空気流量とが一致する時の上記筒内吸入空気流量をその時の運転条件で定常運転した時の筒内吸入空気流量として算出する、内燃機関の制御装置が提供される。

上記の定常運転した時の筒内吸入空気流量も従来はマップを用いて求められており、上述の定常運転時の下流側吸気管内圧力をマップで求める場合と同様の問題があった。

これに対し、本態様では、定常運転時にはスロットル弁通過空気流量と筒内吸入空気流量とが一致することを利用し、上記の定常運転した時の筒内吸入空気流量を計算によって求めるようにしている。そのため、本態様によれば、上記の定常運転した時の筒内吸入空気流量をより簡単に求めることができる。

本発明の3番目の態様では、上記スロットル弁通過空気流量算出式から求められるスロットル弁通過空気流量と上記筒内吸入空気流

量算出式から求められる筒内吸入空気流量とが一致する時の上記筒内吸入空気流量をその時の運転条件で定常運転した時の筒内吸入空気流量として算出する。

本態様によれば、定常運転時の下流側吸気管内圧力と筒内吸入空気流量との両方をより簡単に求めることができる。

本発明の４番目の態様では、上記スロットル弁通過空気流量算出式は、 $m_t$ をスロットル弁通過空気流量、 $\mu$ をスロットル弁における流量係数、 $A_t$ をスロットル弁の開口断面積、 $P_a$ を大気圧、 $T_a$ を大気温度、 $R$ を気体定数、 $P_m$ を上記下流側吸気管内圧力、 $\Phi(P_m/P_a)$ を $P_m/P_a$ の値に応じて定まる係数とすると、下記式（１）のように表され、上記筒内吸入空気流量算出式は、 $m_c$ を筒内吸入空気流量、 $a$ 、 $b$ を少なくとも機関回転数に基づいて定められる適合パラメータとすると、下記式（２）のように表される。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \dots (1)$$

$$m_c = a \cdot P_m - b \quad \dots (2)$$

本態様によれば、比較的簡単な計算によって定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量を正確に求めることができる。

本発明の５番目の態様では、内燃機関が排気通路に排出された排気ガスの少なくとも一部を吸気通路に流入させる排気再循環通路と、該排気再循環通路を通る排気ガスの流量を調整するEGR制御弁とを有していて、上記スロットル弁通過空気流量算出式は、 $m_t$ をスロットル弁通過空気流量、 $\mu$ をスロットル弁における流量係数、 $A_t$ をスロットル弁の開口断面積、 $P_a$ を大気圧、 $T_a$ を大気温度、 $R$ を気体定数、 $P_m$ を上記下流側吸気管内圧力、 $\Phi(P_m/P$

a) を  $P_m / P_a$  の値に応じて定まる係数とすると、下記式 (3) のように表され、上記筒内吸入空気流量算出式は、 $m_c$  を筒内吸入空気流量、 $e$ 、 $g$  を少なくとも機関回転数と上記 EGR 制御弁の開度とに基づいて定められる適合パラメータとすると、下記式 (4) のように表される。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \dots (3)$$

$$m_c = e \cdot P_m + g \quad \dots (4)$$

本態様によれば、排気再循環を行う場合においても、比較的簡単な計算によって定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量を正確に求めることができる。

本発明の 6 番目の態様では、内燃機関が各気筒に設けられた弁の開閉タイミングを変更する可変バルブタイミング機構を更に有して、上記開閉タイミングが第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが上記第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とに基づいて、上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定する。

本態様によれば、排気再循環が行われ且つ可変バルブタイミング機構を有している場合において、上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  のためのマップ作成作業の工数を低減することができる。また、記憶させておくマップ数を減少させればマップ検索時の制御負荷も低減する

ことができる。

本発明の 7 番目の態様では、上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  がそれぞれ、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力が第 1 の圧力よりも大きい場合と小さい場合とで異なる二つの値をとり、上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の開度である場合における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  が、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力に応じてそれぞれ三つ以上の異なる値をとると推定される場合には、上記開閉タイミングが第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが上記第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とに基づいて、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力が第 1 の圧力よりも大きい場合と小さい場合とで異なる二つの値をとるようにした近似適合パラメータ  $e_p$ 、 $g_p$  を算出し、これらを上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とする。

本態様によれば、定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量を求める際の処理が容易化され制御負荷を低減することができる。

本発明の 8 番目の態様では、上記 EGR 制御弁が上記第 1 の開度である場合は、上記 EGR 制御弁が閉じられている場合である。

上記 EGR 制御弁が閉じられている場合を基準とすることで、上

記開閉タイミングが上記第 2 の（すなわち任意の）バルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の（すなわち任意の）開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  をより正確に推定することができる。そしてその結果、定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量をより正確に求めることができる。

本発明の 9 番目の態様では、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する部分においては、上記スロットル弁通過空気流量算出式として、下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一次式で表される近似式が用いられる。

本発明の 10 番目の態様では、上記近似式は、上記スロットル弁通過空気流量算出式で表される曲線上の 2 点であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の 2 点を結んだ直線を表す一次式とされる。

上記 9 番目及び 10 番目の態様によれば、定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量を求める際の計算が容易化され制御負荷を低減することができる。

本発明の 11 番目の態様では、上記大気圧  $P_a$  の代わりに、少なくともエアクリーナの圧力損失を考慮して求められたスロットル弁上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  が用いられる。

本態様によれば、定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量をより正確に求めることができる。

本発明の 12 番目の態様では、前回求めたスロットル弁通過空気流量に基づいて、少なくともエアクリーナの圧力損失を考慮したスロットル弁上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  が求められ、上記近似式は、上記スロットル弁通過空気流量算出式で表される曲線上の 2 点であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の 2 点の各座標を示す下流側吸気管内圧力とス

ロットル弁通過空気流量の値に対して、それぞれ  $P_{ac} / P_a$  を乗じて得られる座標で示される 2 点を結んだ直線を表す一次式とされる。

本態様によれば、定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量を求める際の計算が容易化されて制御負荷が低減される。また、エアクリーナの圧力損失等が考慮されることで定常運転時の下流側吸気管内圧力や筒内吸入空気流量をより正確に求めることができる。

以下、添付図面と本発明の好適な実施形態の記載から、本発明を一層十分に理解できるであろう。

#### 図面の簡単な説明

図 1 は、本発明の内燃機関の制御装置を筒内噴射型火花点火式内燃機関に適用した場合の一例を示す概略図である。

図 2 は、吸入空気量モデルを示す図である。

図 3 は、スロットル弁開度と流量係数との関係を示す図である。

図 4 は、関数  $\Phi (P_m / P_a)$  を示す図である。

図 5 は、スロットルモデルの基本概念を示す図である。

図 6 は、吸気管モデルの基本概念を示す図である。

図 7 は、吸気弁モデルの基本概念を示す図である。

図 8 は、筒内充填空気量及び筒内吸入空気流量の定義に関する図である。

図 9 は、下流側吸気管内圧力  $P_m$  と、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  及び筒内吸入空気流量  $m_c$  との関係を示した図であって、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  とが等しくなった時の下流側吸気管内圧力  $P_m$  が定常運転時の下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  であり、その時の筒内吸入空気流量  $m_c$  が定常運転時の筒



内吸入空気流量  $m_{cta}$  であることを示している。

図 10 は、図 9 と同様の図について交点  $E_P$  の近傍を拡大したものであり、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  を表す曲線を直線で近似すること、及び、筒内吸入空気流量  $m_c$  を表す二本の直線を一本の直線で近似することを説明するための図である。

図 11 は、本発明の内燃機関の制御装置を図 1 とは別の筒内噴射型火花点火式内燃機関に適用した場合の一例を示す概略図である。

図 12 は、所定条件における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を利用して任意条件における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定する方法を説明するための図である。

図 13 も、所定条件における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を利用して任意条件における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定する方法を説明するための図である。

図 14 は、三本の直線で表される筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  を二本の直線で表される近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  で近似する方法を説明するための図であって、所定圧力  $P_{m1}$  が所定圧力  $P_{m2}$  より大きい場合を示している。

図 15 は、図 14 と同様の図であって、所定圧力  $P_{m1}$  が所定圧力  $P_{m2}$  より小さい場合を示している。

発明を実施するための最良の形態

以下、図面を参照して、本発明の実施形態について詳細に説明する。なお、図面において、同一または類似の構成要素には共通の参照番号を付す。

図 1 は本発明の内燃機関の制御装置を筒内噴射型火花点火式内燃機関に適用した場合の一例を示す概略図である。なお、本発明は別の火花点火式内燃機関や圧縮自着火式内燃機関に適用してもよい。

図 1 に示したように、機関本体 1 はシリンダブロック 2 と、シリンダブロック 2 内で往復動するピストン 3 と、シリンダブロック 2 上に固定されたシリンダヘッド 4 とを具備する。ピストン 3 とシリンダヘッド 4 との間には燃焼室 5 が形成される。シリンダヘッド 4 には各気筒毎に吸気弁 6 と、吸気ポート 7 と、排気弁 8 と、排気ポート 9 とが配置される。さらに、図 1 に示したようにシリンダヘッド 4 の内壁面の中央部には点火プラグ 10 が配置され、シリンダヘッド 4 内壁面周辺部には燃料噴射弁 11 が配置される。またピストン 3 の頂面には燃料噴射弁 11 の下方から点火プラグ 10 の下方まで延びるキャビティ 12 が形成されている。

各気筒の吸気ポート 7 は下流側の吸気管 13 を介してサージタンク 14 に連結され、サージタンク 14 は上流側の吸気管 15 を介してエアクリーナ 16 に連結される。上記吸気管 15 内にはステップモータ 17 によって駆動されるスロットル弁 18 が配置される。一方、各気筒の排気ポート 9 は排気管 19 に連結され、この排気管 19 は排気浄化装置 20 に連結される。

電子制御ユニット（ECU）31 はディジタルコンピュータからなり、双方向性バス 32 を介して相互に接続された RAM（ランダムアクセスメモリ）33、ROM（リードオンリメモリ）34、CPU（マイクロプロセッサ）35、入力ポート 36 及び出力ポート 37 を具備する。上記吸気管 13 には、吸気管内の圧力を検出するための吸気管内圧力センサ 40 が設けられており、吸気管内圧力センサ 40 は吸気管内圧力に比例した出力電圧を発生し、この出力電圧が対応する AD 変換器 38 を介して入力ポート 36 に入力される。

また、スロットル弁 18 の開度を検出するためのスロットル弁開度センサ 43 と、内燃機関の周囲の大気の圧力、または吸気管 15

に吸入される空気の圧力（吸気圧）を検出するための大気圧センサ 44 と、内燃機関の周囲の大気の温度、または吸気管 15 に吸入される空気の温度（吸気温）を検出するための大気温センサ 45 とが設けられ、これらセンサの出力電圧は対応する A/D 変換器 38 を介して入力ポート 36 に入力される。また、アクセルペダル 46 にはアクセルペダル 46 の踏込み量に比例した出力電圧を発生する負荷センサ 47 が接続され、負荷センサ 47 の出力電圧は対応する A/D 変換器 38 を介して入力ポート 36 に入力される。クランク角センサ 48 は例えばクランクシャフトが 30 度回転する毎に出力パルスが発生し、この出力パルスが入力ポート 36 に入力される。CPU 35 ではこのクランク角センサ 48 の出力パルスから機関回転数が計算される。一方、出力ポート 37 は対応する駆動回路 39 を介して点火プラグ 10、燃料噴射弁 11 及びステップモータ 17 等に接続される。

ところで、近年、内燃機関の吸気系を流体力学等に基づいてモデル化し、そのモデルを用いて算出したパラメータに基づいて内燃機関の制御を行う内燃機関の制御装置が検討されている。すなわち例えば、内燃機関の吸気系について、スロットルモデル、吸気管モデル、吸気弁モデル等を構築し、これら各モデルを用いることによりスロットル弁開度、大気圧、及び大気温度等から筒内充填空気量等を算出して、これに基づいて内燃機関の制御を行うようにする。

そして本実施形態においても、図 1 に示したような構成においてモデルを用いた内燃機関の制御が行われる。すなわち、本実施形態においては、通常、以下で説明するような吸入空気量モデル M20 を用いた制御が行われる。図 2 は、吸入空気量モデル M20 を示す図である。

吸入空気量モデル M20 は、図 2 に示したようにスロットルモデ

ルM21、吸気管モデルM22、吸気弁モデルM23を備える。スロットルモデルM21には、スロットル弁開度センサによって検出されたスロットル弁の開度（以下、「スロットル弁開度」と称す） $\theta_t$ と、大気圧センサによって検出された内燃機関周囲の大気圧 $P_a$ と、大気温センサによって検出された内燃機関周囲の大気温度 $T_a$ と、後述する吸気管モデルM22において算出されたスロットル弁より下流側の吸気管内の圧力（以下、「下流側吸気管内圧力」と称す） $P_m$ とが入力され、これら入力された各パラメータの値を後述するスロットルモデルM21のモデル式に代入することで、単位時間当たりにスロットル弁を通過する空気の流量（以下、「スロットル弁通過空気流量 $m_t$ 」と称す）が算出される。スロットルモデルM21において算出されたスロットル弁通過空気流量 $m_t$ は、吸気管モデルM22へ入力される。

吸気管モデルM22には、スロットルモデルM21において算出されたスロットル弁通過空気流量 $m_t$ と、以下で詳述する単位時間当たりに燃焼室内に流入する空気の流量（以下、「筒内吸入空気流量 $m_c$ 」と称す。なお、筒内吸入空気流量 $m_c$ の定義については、吸気弁モデルM23において詳述する）とが入力され、これら入力された各パラメータの値を後述する吸気管モデルM22のモデル式に代入することで、上記下流側吸気管内圧力 $P_m$ とスロットル弁より下流側の吸気管内の温度（以下、「下流側吸気管内温度」と称す） $T_m$ とが算出される。吸気管モデルM22において算出された下流側吸気管内圧力 $P_m$ は吸気弁モデルM23及びスロットルモデルM21に入力される。

吸気弁モデルM23には、吸気管モデルM22において算出された上流側吸気管内圧力 $P_m$ が入力され、その値を後述する吸気弁モデルM23のモデル式に代入することで、筒内吸入空気流量 $m_c$ が

算出される。算出された筒内吸入空気流量  $m_c$  は、筒内充填空気量  $M_c$  に変換され、この筒内充填空気量  $M_c$  に基づいて燃料噴射弁からの燃料噴射量が決定される。また、吸気弁モデル  $M_{23}$  において算出された筒内吸入空気流量  $m_c$  は吸気管モデル  $M_{22}$  に入力される。

図 2 から分かるように、吸入空気量モデル  $M_{20}$  ではあるモデルにおいて算出されたパラメータの値が別のモデルへの入力値として利用されるので、吸入空気量モデル  $M_{20}$  全体では、実際に入力される値はスロットル弁開度  $\theta_t$ 、大気圧  $P_a$ 、及び大気温度  $T_a$  の三つのパラメータのみであり、これら三つのパラメータから筒内充填空気量  $M_c$  が算出される。

次に、吸入空気量モデル  $M_{20}$  の各モデル  $M_{21} \sim M_{23}$  について説明する。

スロットルモデル  $M_{21}$  では、大気圧  $P_a$  (kPa)、大気温度  $T_a$  (K)、下流側吸気管内圧力  $P_m$  (kPa)、スロットル弁開度  $\theta_t$  から、下記式 (5) に基づいてスロットル弁通過空気流量  $m_t$  (g/s) が算出される。ここで、式 (5) における  $\mu$  はスロットル弁における流量係数で、スロットル弁開度  $\theta_t$  の関数であり、図 3 に示したようなマップから定まる。また、 $A_t$  (m<sup>2</sup>) はスロットル弁の開口断面積 (以下、「スロットル開口面積」と称す) を示し、スロットル弁開度  $\theta_t$  の関数である。なお、これら流量係数  $\mu$  及びスロットル開口面積  $A_t$  をまとめた  $\mu \cdot A_t$  をスロットル弁開度  $\theta_t$  から一つのマップで求めるようにしてもよい。また、 $R$  は気体定数である。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \dots (5)$$

$\Phi(P_m/P_a)$  は下記式 (6) に示した関数であり、この式 (6) における  $\kappa$  は比熱比 ( $\kappa = C_p$  (等圧比熱) /  $C_v$  (等容比熱)) であり、一定値とする) である。この関数  $\Phi(P_m/P_a)$  は図 4 に示したようなグラフに表すことができるので、このようなグラフをマップとして ECU の ROM に保存し、実際には式 (6) を用いて計算するのではなくマップから  $\Phi(P_m/P_a)$  の値を求めるようにしてもよい。

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}} & \dots \frac{P_m}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right)\left(1-\frac{P_m}{P_a}\right) + \frac{P_m}{P_a}\right\} \cdot \left(1-\frac{P_m}{P_a}\right)} & \dots \frac{P_m}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (6)$$

これらスロットルモデル M21 の式 (5) 及び式 (6) は、スロットル弁 18 上流の気体の圧力を大気圧  $P_a$ 、スロットル弁 18 上流の気体の温度を大気温度  $T_a$ 、スロットル弁 18 を通過する気体の圧力を下流側吸気管内圧力  $P_m$  として、図 5 に示したようなスロットル弁 18 のモデルに対して、質量保存則、エネルギー保存則及び運動量保存則を適用し、さらに気体の状態方程式、比熱比の定義式、及びマイヤーの関係式を利用することによって得られる。

吸気管モデル M22 では、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  (g/s)、筒内吸入空気流量  $m_c$  (g/s)、及び大気温度  $T_a$  (K) から、下記式 (7) 及び式 (8) に基づいて下流側吸気管内圧力  $P_m$  (kPa) 及び下流側吸気管内温度  $T_m$  (K) が算出される。なお、式 (7) 及び式 (8) における  $V_m$  (m<sup>3</sup>) はスロットル弁から吸気弁までの吸気管等の部分 (以下、「吸気管部分」と称す) 13' の容積に等しい定数である。

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{P_m}{T_m} \right) = \frac{R}{V_m} \cdot (m_t - m_c) \quad \cdots (7)$$

$$\frac{dP_m}{dt} = \kappa \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t \cdot T_a - m_c \cdot T_m) \quad \cdots (8)$$

ここで、吸気管モデルM22について図6を参照して説明する。吸気管部分13'の総気体量をMとすると、総気体量Mの時間的变化は、吸気管部分13'に流入する気体の流量、すなわちスロットル弁通過空気流量 $m_t$ と、吸気管部分13'から流出する気体の流量、すなわち筒内吸入空気流量 $m_c$ との差に等しいため、質量保存則により下記式(9)が得られ、この式(9)及び気体の状態方程式( $P_m \cdot V_m = M \cdot R \cdot T_m$ )より、式(7)が得られる。

$$\frac{dM}{dt} = m_t - m_c \quad \cdots (9)$$

また、吸気管部分13'の気体のエネルギー $M \cdot C_v \cdot T_m$ の時間的变化量は、吸気管部分13'に流入する気体のエネルギーと吸気管部分13'から流出する気体のエネルギーとの差に等しい。このため、吸気管部分13'に流入する気体の温度を大気温度 $T_a$ 、吸気管部分13'から流出する気体の温度を下流側吸気管内温度 $T_m$ とすると、エネルギー保存則により下記式(10)が得られ、この式(10)及び上記気体の状態方程式より、式(8)が得られる。

$$\frac{d(M \cdot C_v \cdot T_m)}{dt} = C_p \cdot m_t \cdot T_a - C_p \cdot m_c \cdot T_m \quad \cdots (10)$$

吸気弁モデルM23では、下流側吸気管内圧力 $P_m$ から、下記式(11)に基づいて、筒内吸入空気流量 $m_c$ が算出される。なお、式(11)における $a$ 、 $b$ は、少なくとも機関回転数 $N_E$ に基づい

て定められる適合パラメータであり、予めマップを作成しておき、必要に応じてマップを検索して求めるようにする。

$$m_c = a \cdot P_m - b \quad \cdots (11)$$

上述した吸気弁モデルM23について図7を参照して説明する。一般に、吸気弁6が閉じた時に燃焼室5内に充填されている空気量である筒内充填空気量 $M_c$ は、吸気弁6が閉弁する時（吸気弁閉弁時）に確定し、吸気弁閉弁時の燃焼室5内の圧力に比例する。また、吸気弁閉弁時の燃焼室5内の圧力は吸気弁上流の気体の圧力、すなわち下流側吸気管内圧力 $P_m$ と等しいとみなすことができる。したがって、筒内充填空気量 $M_c$ は、下流側吸気管内圧力 $P_m$ に比例すると近似することができる。

ここで、単位時間当たりに吸気管部分13'から流出する全空気量を平均化したもの、または単位時間当たりに吸気管部分13'から全ての燃焼室5に吸入される空気量を一つの気筒の吸気行程に亘って平均化したものを筒内吸入空気流量 $m_c$ （以下で詳述する）とすると、筒内充填空気量 $M_c$ が下流側吸気管内圧力 $P_m$ に比例することから、筒内吸入空気流量 $m_c$ も下流側吸気管内圧力 $P_m$ に比例すると考えられる。このことから、理論及び経験則に基づいて、上記式（11）が得られる。なお、式（11）における適合パラメータ $a$ は比例係数であり、適合パラメータ $b$ は排気弁閉弁時において燃焼室5内に残存している既燃ガス量に関連する値（以下で説明する）である。

なお、適合パラメータ $a$ 、 $b$ について、機関回転数等が同じであっても下流側吸気管内圧力 $P_m$ が大きい場合と小さい場合とでそれぞれ異なる二つの値（例えば、 $a_1$ 、 $b_1$ 及び $a_2$ 、 $b_2$ ）をとるようにすることによって、すなわち、筒内吸入空気流量 $m_c$ を二つの上記式（11）のような式（つまり、下流側吸気管内圧力 $P_m$ の



一次式)で示すようにすることによって、筒内吸入空気流量 $m_c$ をより正確に求めることが可能な場合があることがわかっている。これは、特に吸気弁6と排気弁7とが共に開いている期間(すなわち、バルブオーバーラップ)がある場合等において既燃ガスが吸気ポート7に逆流することに関連するものと考えられる。すなわち、バルブオーバーラップがある場合において、下流側吸気管内圧力 $P_m$ が所定圧力以上である時には、下流側吸気管内圧力 $P_m$ が高いほど既燃ガスの逆流が顕著に減少するために、上記所定圧力以下である時に比較して、 $a$ の値は大きくされると共に $b$ の値は小さくされる。

ここで、筒内吸入空気流量 $m_c$ について、図8を参照して内燃機関が4気筒である場合について説明する。なお、図8は横軸がクランクシャフトの回転角度、縦軸が単位時間当たり吸入管部分13'から燃焼室5に実際に流入する空気の量である。図8に示したように、4気筒の内燃機関では、吸気弁6が例えば1番気筒、3番気筒、4番気筒、2番気筒の順に開弁し、各気筒に対応する吸気弁6の開弁量に応じて吸入管部分13'から各気筒の燃焼室5内へ空気が流入する。吸入管部分13'から各気筒の燃焼室5内に流入する空気の流量の変位は図8に破線で示した通りであり、これらを総合した吸入管部分13'から全気筒の燃焼室5に流入する空気の流量は図8に実線で示した通りである。また、例えば1番気筒への筒内充填空気量 $M_c$ は図8に斜線で示した部分に相当する。

これに対して、実線で示した吸入管部分13'から全ての気筒の燃焼室5に流入する空気の量を平均化したものが筒内吸入空気流量 $m_c$ であり、図中に一点鎖線で示されている。そして、この一点鎖線で示した筒内吸入空気流量 $m_c$ に、4気筒の場合にはクランクシャフトが $180^\circ$ (すなわち、4ストローク式内燃機関において1

サイクル中にクランクシャフトが回転する角度  $720^\circ$  を気筒数で割った角度) 回転するのにかかる時間  $\Delta T_{180}$  を乗算したものが筒内充填空気量  $M_c$  となる。したがって、吸気弁モデル  $M_{23}$  で算出された筒内吸入空気流量  $m_c$  に  $\Delta T_{180}$  を乗算することで、筒内充填空気量  $M_c$  を算出することができる ( $M_c = m_c \cdot \Delta T_{180}$  )。更に、この筒内充填空気量  $M_c$  を、1 気圧、 $25^\circ\text{C}$  の状態において一気筒当たりの排気量に相当する容積を占める空気の質量で除算することによって筒内空気充填率  $K_1$  を算出することができる。なお、以上の説明からも明らかなように、式 (11) における値  $b$  に  $\Delta T_{180}$  を乗算すると、排気弁 8 閉弁時において燃焼室 5 内に残存している既燃ガス量が得られると考えられる。

次に、上記吸入空気量モデル  $M_{20}$  を用いて、実際に筒内充填空気量  $M_c$  を算出する場合について説明する。筒内充填空気量  $M_c$  は吸入空気量モデル  $M_{20}$  を用いて、上記式 (5)、式 (7)、式 (8)、及び式 (11) を解くことにより表される。この場合、ECU で処理するために、これらの式を離散化する必要がある。時刻  $t$ 、計算間隔 (離散時間)  $\Delta t$  を用いて式 (5)、式 (7)、式 (8)、及び式 (11) を離散化すると、それぞれ下記式 (12)、式 (13)、式 (14)、及び式 (15) が得られる。なお、下流側吸気管内温度  $T_m(t + \Delta t)$  は、式 (13) 及び式 (14) によってそれぞれ算出された  $P_m / T_m(t + \Delta t)$  及び  $P_m(t + \Delta t)$  から、式 (16) によって算出される。

$$m(t) = \mu \cdot A_t(\theta(t)) \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \Phi\left(\frac{P_m(t)}{P_a}\right) \quad \cdots (12)$$

$$\frac{P_m}{T_m}(t + \Delta t) = \frac{P_m}{T_m}(t) + \Delta t \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m(t) - m_c(t)) \quad \cdots (13)$$

$$P_m(t+\Delta t) = P_m(t) + \Delta t \cdot \kappa \cdot \frac{R}{V_m} \cdot (m_t(t) \cdot T_a - m_c(t) \cdot T_m(t)) \quad \cdots (14)$$

$$m_c(t) = a \cdot P_m(t) - b \quad \cdots (15)$$

$$T_m(t+\Delta t) = \frac{P_m(t+\Delta t)}{P_m(t+\Delta t)/T_m(t+\Delta t)} \quad \cdots (16)$$

このようにして実装された吸入空気量モデルM20では、スロットルモデルM21の式(12)で算出された時刻tにおけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t)$ と、吸気弁モデルM23の式(15)で算出された時刻tにおける筒内吸入空気流量 $m_c(t)$ とが、吸気管モデルM22の式(13)及び式(14)に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ における下流側吸気管内圧力 $P_m(t + \Delta t)$ 及び下流側吸気管内温度 $T_m(t + \Delta t)$ が算出される。次いで、算出された $P_m(t + \Delta t)$ は、スロットルモデルM21及び吸気弁モデルM23の式(12)及び式(15)に代入され、これにより時刻 $t + \Delta t$ におけるスロットル弁通過空気流量 $m_t(t + \Delta t)$ 及び筒内吸入空気流量 $m_c(t + \Delta t)$ が算出される。そして、このような計算を繰り返すことによって、スロットル弁開度 $\theta_t$ 、大気圧 $P_a$ 、及び大気温度 $T_a$ から、任意の時刻tにおける筒内吸入空気流量 $m_c$ が算出され、算出された筒内吸入空気流量 $m_c$ に上記時間 $\Delta T_{180}$ を乗算することで、任意の時刻tにおける筒内充填空気量 $M_c$ が算出される。

なお、内燃機関の始動時には、すなわち時刻 $t = 0$ においては、下流側吸気管内圧力 $P_m$ は大気圧と等しい( $P_m(0) = P_a$ )とされ、下流側吸気管内温度 $T_m$ は大気温度と等しい( $T_m(0) = T_a$ )とされて、各モデルM21～M23における計算が開始される。

なお、上記吸入空気量モデルM20では、大気温度 $T_a$ 及び大気圧 $P_a$ が一定であるとしているが、時刻によって変化する値としてもよく、例えば、大気温度を検出するための大気温センサによって時刻 $t$ において検出された値を大気温度 $T_a(t)$ 、大気圧を検出するための大気圧センサによって時刻 $t$ において検出された値を大気圧 $P_a(t)$ として上記式(12)及び式(14)に代入するようにしてもよい。

ところで、内燃機関の制御を行う場合、特に上記のようにモデルを用いて内燃機関の制御を行う場合には、制御に関連するパラメータを算出するために、定常運転時におけるスロットル弁下流側の吸気管内圧力 $P_{mta}$ や筒内吸入空気流量 $m_{cta}$ （もしくはそれから算出され得る定常運転時における筒内空気充填率 $K_{lta}$ ）が必要となる場合がある。ここで定常運転時における値（上記 $P_{mta}$ や $m_{cta}$ 等）とは、内燃機関をある状態で定常運転した場合に最終的にとる値、すなわち収束値と考えられる値のことである。これらの値は内燃機関の制御において、主に、複雑な計算を回避したり計算量を低減したりする等して制御負荷を軽減するためや、算出されるパラメータの精度を向上するために用いられる。そして、これらの値は、従来、マップを用いて求めるものとされていた。

すなわち、例えばスロットル弁開度や機関回転数等の運転状態を表す指標を引数として上記の値を求めるためのマップを事前に作成してROMに記憶させておき、その時の運転状態に基づいてマップを検索して必要な値を求めるようにする。しかしながら、実際にこのようなマップを作成するためには、多大な時間が必要となる。すなわち、マップを作成するためには上記 $P_{mta}$ や $m_{cta}$ を、各引数を順に変化させつつ実測する必要がある、その作業は膨大なものとなる。また、必要なマップ数や引数が増大することでマップ検

索操作が増大し、制御負荷が増大してしまう懸念もある。

そこで、本実施形態の内燃機関の制御装置においては、上記  $P_m$ 、 $t_a$  や  $m_c$ 、 $t_a$ （または  $K$ 、 $t_a$ ）を必要とする場合、以下で説明するような方法によってマップを用いずに求めるようにする。なお、以下の説明からも明らかになるが、この方法は定常運転時にはスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  とが一致することを利用したものである。

すなわち、本実施形態の内燃機関の制御装置は、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  の算出式として、下記式（１７）及び式（１８）（すなわち、上記式（５）及び式（６）。以下、「式（１７）等」と称す）を備えている。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \cdots (17)$$

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) = \begin{cases} \frac{\sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}}}{\sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right) + \frac{P_m}{P_a}\right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right)}}} & \cdots \frac{P_m}{P_a} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \frac{1}{\sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right) + \frac{P_m}{P_a}\right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_a}\right)}}} & \cdots \frac{P_m}{P_a} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \cdots (18)$$

また、本実施形態の内燃機関の制御装置は、筒内吸入空気流量  $m_c$  の算出式として、下記式（１９）（すなわち、上記式（１１））を備えている。

$$m_c = a \cdot P_m - b \quad \cdots (19)$$

そして内燃機関が定常運転されている時にはスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  とは一致する。したがって、上記式（１７）等から求められるスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と上記式（１９）から求められる筒内吸入空気流量  $m_c$  とが一致する時の下流側吸気管内圧力  $P_m$  を求めれば、その時の運転条件で定常運

転した時の下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  を求められることになる。  
また同様に、上記式 (17) 等から求められるスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と上記式 (19) から求められる筒内吸入空気流量  $m_c$  とが一致する時の筒内吸入空気流量  $m_c$  を求めることで、その時の運転条件で定常運転した時の筒内吸入空気流量  $m_{cta}$  を求めることができる（そして、この値から定常運転時における筒内空気充填率  $K_{lta}$  も求めることができる）。

そして、以上のようにして上記  $P_{mta}$  及び  $m_{cta}$  を求めることは、図9に例示したように上記式 (17) 等によって表される曲線  $m_t$  と上記式 (19) によって表される直線  $m_c$  との交点  $EP$  を求めることと同義である。ここで、上記交点  $EP$  を求める場合、曲線  $m_t$  を表す式である式 (17) 等をそのまま用いて上記交点  $EP$  を求めようとするすると計算が非常に複雑になる。そこで、計算を簡単にするために、上記式 (17) 等を複数の下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一次式で近似するようにしてもよい。すなわち、上記曲線  $m_t$  を複数の直線で近似するようにする。具体的には、例えば下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一定間隔毎に上記式 (17) 等に基づいてスロットル弁通過空気流量  $m_t$  を算出して下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一定間隔毎の上記曲線  $m_t$  上の点を求め、これらの隣り合う2点を結ぶ各直線を上記曲線  $m_t$  の近似直線として求めるようにする。そして、これらの各近似直線を表す一次式が上記式 (17) 等の近似一次式となる。

ところで、上記式 (17) 等の一次式への近似は、上記交点  $EP$  を容易に求めるためであるので、ここで必要となるのは上記交点  $EP$  の近傍における上記式 (17) 等の近似一次式である。したがって、この近似一次式のみを求めるようにしてもよい。この場合、下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一定間隔毎に上記式 (19) に基づいて筒

内吸入空気流量  $m_c$  も求めておき、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転するところを求めることで上記交点  $E P$  の位置が特定できる。

より具体的には上記交点  $E P$  近傍（すなわち、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する部分）における近似一次式は、例えば上記式（１７）等で表される曲線  $m_t$  上の２点  $t_j$ 、 $t_k$  であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の２点  $t_j$ 、 $t_k$  を結んだ直線  $n m_t$  を表す一次式とされる（図１０参照）。

なお、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が臨界圧（すなわち、下流側吸気管内圧力  $P_m$  がその圧力以下になってもスロットル弁通過流量  $m_t$  がそれ以上増えない圧力） $P_c$  以下の領域では、 $m_t$  は一定値となるので上述したような近似を行わなくても上記交点  $E P$  を容易に求めることができる。

また、上記式（１９）の適合パラメータ  $a$ 、 $b$  が、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が大きい場合と小さい場合とでそれぞれ異なる二つの値（例えば、 $a_1$ 、 $b_1$  及び  $a_2$ 、 $b_2$ ）をとる場合、すなわち図９に示されるように筒内吸入空気流量  $m_c$  が接続点  $C P$  で繋がる二本の直線で示される場合において、上記接続点  $C P$  が上記交点  $E P$  の近傍にある時には、上記交点  $E P$  の近傍において上記二本の直線を一本の直線に近似することで、上記交点  $E P$  を求めるための計算が容易化され制御負荷を軽減することができる。

具体的には例えば、図１０に示されるようにして上記筒内吸入空気流量  $m_c$  を示す二本の直線を一本の直線に近似する。すなわちこの場合、筒内吸入空気流量  $m_c$  は上記式（１９）の形で表される二つの式（すなわち、適合パラメータ  $a$ 、 $b$  がそれぞれ異なる二つの下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一次式）で示されるが、これらの式を上

記交点  $E P$  の近傍において、上記の二つの式で表される二本の直線  $m c$  上の各 1 点  $c j$ 、 $c k$  であって上記接続点  $C P$  と上記交点  $E P$  を間に挟む点  $c j$ 、 $c k$  を結んだ直線  $n m c$  を表す一次式に近似する。

図 10 に示された例では、上記交点  $E P$  の近傍でスロットル弁通過空気流量  $m t$  を表す曲線  $m t$  が直線  $n m t$  に近似され、筒内吸入空気流量  $m c$  を表す二本の直線  $m c$  が一本の直線  $n m c$  に近似されている。これにより、求められる交点  $n E P$  は上記交点  $E P$  とは僅かに異なるものとなるが、この交点  $n E P$  は二本の直線  $n m t$  と  $n m c$  の交点を求める計算によって簡単に求めることができる。すなわち、この方法によれば、定常運転した時の下流側吸気管内圧力  $P m t a$  と筒内吸入空気流量  $m c t a$  の近似値を簡単に求めることができる。

ところで、上述した式 (17) 等においては、スロットル弁 18 の上流側の吸気管内圧力（以下、「上流側吸気管内圧力」と称す）を大気圧  $P a$  としてスロットル弁通過空気流量  $m t$  が算出されている。しかしながら、実際の上流側吸気管内圧力は、機関吸気系におけるスロットル弁上流側の圧力損失があるために、通常、機関運転中においては、大気圧より低い圧力となっている。特に図 1 に示した構成においては、機関吸気系の最上流部にエアクリーナ 16 が設けられているので、より正確にスロットル弁通過空気流量  $m t$  を算出するためには、少なくともエアクリーナ 16 の圧力損失を考慮することが好ましい。

そこで、本発明の他の実施形態の内燃機関の制御装置においては、より正確にスロットル弁通過空気流量  $m t$  を算出するために、上記式 (17) 等の代わりに、下記式 (20) 及び式 (21)（以下、「式 (20) 等」と称す）をスロットル弁通過空気流量  $m t$  の算



出式として備えていてもよい。式(20)等においては、上記式(17)等において大気圧 $P_a$ が用いられた部分に、少なくともエアクリーナの圧力損失を考慮して求められた上流側吸気管内圧力 $P_{ac}$ が用いられている。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_{ac}}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_{ac}}\right) \quad \dots (20)$$

$$\Phi\left(\frac{P_m}{P_{ac}}\right) = \begin{cases} \sqrt{\frac{\kappa}{2(\kappa+1)}} & \dots \frac{P_m}{P_{ac}} \leq \frac{1}{\kappa+1} \\ \sqrt{\left\{\left(\frac{\kappa-1}{2\kappa}\right) \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_{ac}}\right) + \frac{P_m}{P_{ac}}\right\} \cdot \left(1 - \frac{P_m}{P_{ac}}\right)} & \dots \frac{P_m}{P_{ac}} > \frac{1}{\kappa+1} \end{cases} \quad \dots (21)$$

スロットル弁通過空気流量 $m_t$ の算出式として上記式(20)等を用いることにより、上述したような方法によって定常運転した時の下流側吸気管内圧力 $P_{mta}$ と筒内吸入空気流量 $m_{cta}$ をより正確に求めることが可能となる。

ところで、上記上流側吸気管内圧力 $P_{ac}$ は、スロットル弁18の直上流に圧力センサを設けて検出するようにしてもよいが、圧力センサを使用しないで算出することも可能である。すなわち、大気圧 $P_a$ と上流側吸気管内圧力 $P_{ac}$ との差は、ベルヌーイの定理により、下記式(22)のように表すことができる。

$$P_a - P_{ac} = \frac{1}{2} \rho v^2 = k \frac{G_a^2}{\rho} \quad \dots (22)$$

ここで、 $\rho$ は大気密度であり、 $v$ はエアクリーナ16を通過する空気の流速であり、 $G_a$ はエアクリーナ16を通過する空気の流量であり、 $k$ は $v$ と $G_a$ の比例係数である。標準大気密度 $\rho_0$ と、標準大気密度 $\rho_0$ を現在の大気密度 $\rho$ へ変換するための圧力補正係数

$e_{kpa}$  及び温度補正係数  $e_{ktha}$  とを使用すれば、式 (22) は式 (23) のように置き換えることができる。さらに、式 (23) は、流量  $G_a$  だけを変数とする関数  $f(G_a)$  を使用して式 (24) のように置き換えることができる。

$$P_a - P_{ac} = \frac{k}{\rho_0} \cdot G_a^2 \cdot \frac{1}{e_{kpa} \cdot e_{ktha}} \quad \dots (23)$$

$$P_a - P_{ac} = \frac{f(G_a)}{e_{kpa} \cdot e_{ktha}} \quad \dots (24)$$

式 (24) は、上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  を表す式 (25) のように変形することができる。式 (25) において、流量  $G_a$  は、エアクリーナ 16 の直下流側にエアフローメータが設けられている場合には、このエアフローメータにより検出することができる。また、圧力補正係数  $e_{kpa}$  は、検出される大気圧  $P_a$  により設定可能であり、温度補正係数  $e_{ktha}$  は、検出される大気温度  $T_a$  により設定可能である。

$$P_{ac} = P_a - \frac{f(G_a)}{e_{kpa} \cdot e_{ktha}} \quad \dots (25)$$

また、式 (25) において、エアクリーナ 16 を通過する空気の流量  $G_a$  は、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と考えることができ、式 (25) は式 (26) のように変形することができる。

$$P_{ac} = P_a - \frac{f(m_t)}{e_{kpa} \cdot e_{ktha}} \quad \dots (26)$$

但し、式 (20) 等に基づいて現在のスロットル弁通過空気流量  $m_t$  を算出するためには現在のの上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  が必要で

あるために、式（26）に基づいて現在の上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  を算出するには、スロットル弁通過空気流量  $m_t$  として前回のスロットル弁通過空気流量  $m_t$ 、すなわち1離散時間前のスロットル弁通過空気流量  $m_t$  を使用せざるを得ない。この点、繰り返し計算を行うことによって、算出される上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  の精度を向上することも可能であるが、制御負荷の増大を避けるために、前回求めたスロットル弁通過空気流量  $m_t$  に基づいて求めた上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  を今回の（現在の）上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  として用いるようにしてもよい。

また、以下のような方法によって、少なくともエアクリーナ16の圧力損失を考慮した場合の定常運転時の下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  と筒内吸入空気流量  $m_{cta}$  を求めるようにしてもよい。すなわち、この方法では、上記式（17）等を少なくとも上記交点EPの近傍において一次式に近似し、その近似一次式が表す近似直線と上記式（19）で表される直線（またはその近似直線）との交点を求めて定常運転時の下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  と筒内吸入空気流量  $m_{cta}$  を求めるという上述の方法において、上記式（17）等の近似一次式（もしくはその近似一次式が表す近似直線）が上記上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  を用いて補正される。

すなわち、上述の方法では上記式（17）等で表される曲線  $m_t$  の近似直線は、図10に示されるように、上記曲線  $m_t$  上の2点  $t_j$ 、 $t_k$  であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の2点  $t_j$ 、 $t_k$  を結ぶ直線  $n_{mt}$  として求められたが、この方法では上記2点  $t_j$ 、 $t_k$  の各座標を示す下流側吸気管内圧力とスロットル弁通過空気流量の値に対して、それぞれ  $P_{ac}/P_a$  を乗じ、その新たな座標で示される2点を結んだ直線（補正後の近似直線）が求められる（この直線を表す

一次式が補正後の近似一次式となる）。

そして、この補正後の近似直線と上記式（１９）で表される直線（またはその近似直線）との交点を求めることによって、少なくともエアクリーナ１６の圧力損失を考慮した場合の定常運転時の下流側吸気管内圧力 $P_{mta}$ と筒内吸入空気流量 $m_{cta}$ が求められる。

次に本発明の他の実施形態について図１１を参照しつつ説明する。図１１は、本発明の内燃機関の制御装置を図１とは別の筒内噴射型火花点火式内燃機関に適用した場合の一例を示す概略図である。図１１に示された構成は基本的には図１に示された構成と同じであり、共通する部分についての説明は原則として省略する。

図１に示された構成と比較すると、図１１に示された構成は、排気通路（排気ポート、排気管等）と吸気通路（吸気ポート、吸気管）とが排気再循環通路（以下、「ＥＧＲ通路」と称す）２１を介して互いに連結され、この排気再循環通路２１内に排気再循環通路２１を通る排気ガスの流量を調整するための制御弁（以下、「ＥＧＲ制御弁」と称す）２２が配置されている点で異なっている。すなわち、本実施形態においては排気通路に排出された排気ガスの一部を吸気通路へ流入させる排気再循環（以下、「ＥＧＲ」と称す）が実施される場合がある。

また、図１１に示された構成は、吸気弁６の開閉タイミングを変更する可変バルブタイミング機構２３を備えている点でも図１に示された構成と異なっている。なお、ＥＧＲ制御弁２２及び可変バルブタイミング機構２３は共にＥＣＵ３１によって制御される。

そして本実施形態においても、図１１に示したような構成に対してモデルが構築され、上述した他の実施形態の場合と同様、モデルを用いた内燃機関の制御が実施される。また、本実施形態において

も上述した他の実施形態の場合と同様、定常運転時における下流側吸気管内圧力  $P_{mta}$  や筒内吸入空気流量  $m_{cta}$ （もしくはそれから算出され得る定常運転時における筒内空気充填率  $K_{lta}$ ）が必要な場合には、定常運転時にはスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  とが一致することを利用して、これらの値が計算によって求められる。

但し、本実施形態においては、EGRが行われる場合があり、また、吸気弁6の開閉タイミング（以下、単に「バルブタイミング」と称す）が変更される場合がある。このため、本実施形態の内燃機関の制御装置は、上記  $P_{mta}$  や  $m_{cta}$  の算出に用いられる筒内吸入空気流量  $m_c$  の算出式として、上記式（19）の代わりに下記式（27）を備えている。

すなわち、本実施形態においては、上記式（17）等から求められるスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と下記式（27）から求められる筒内吸入空気流量  $m_c$  とが一致する時の下流側吸気管内圧力  $P_m$  が上記  $P_{mta}$  として求められ、その時の筒内吸入空気流量  $m_c$  が上記  $m_{cta}$  として求められる。あるいは、少なくともエアクリーナ16による圧力損失を考慮する場合には、上記式（20）等から求められるスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と下記式（27）から求められる筒内吸入空気流量  $m_c$  とが一致する時の下流側吸気管内圧力  $P_m$  が上記  $P_{mta}$  として求められ、その時の筒内吸入空気流量  $m_c$  が上記  $m_{cta}$  として求められる。

$$m_c = e \cdot P_m + g \quad \cdots (27)$$

上記式（27）は、EGRが行われたり、バルブタイミングが変更されたりしても、筒内吸入空気流量  $m_c$  は下流側吸気管内圧力  $P_m$  に基づいてほぼ線形に変化するものであることから得られる式である。ここで、 $e$ 、 $g$  は上記式（19）（または式（11））にお

ける適合パラメータ  $a$ 、 $b$  とは異なる適合パラメータであり、少なくとも機関回転数  $NE$ 、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  及びバルブタイミング  $VT$  に基づいて定められる適合パラメータである。また、上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  について、上記機関回転数  $NE$ 、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  及びバルブタイミング  $VT$  等の運転条件が同じ場合であっても下流側吸気管内圧力  $P_m$  の所定範囲毎に異なる値をとるようにすることによって、すなわち、筒内吸入空気流量  $m_c$  を複数の上記式 (27) のような式 (つまり、下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一次式) で示すようにすることによって、筒内吸入空気流量  $m_c$  をより正確に求めることが可能な場合があることがわかっている。

上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  は、機関回転数  $NE$ 、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  及びバルブタイミング  $VT$  を引数としたマップを予め作成しておき、必要に応じてその時の運転条件に基づいてマップを検索して求めるようにしてもよいが、以下で説明するような方法で必要な適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定するようにして、マップ作成のための工数を削減するようにしてもよい。また、この方法により必要に応じて適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定するようにすれば、記憶させておくマップ数を減らすことができマップ検索のための制御負荷を軽減することも可能である。

すなわち、この方法では各機関回転数  $NE$  の場合について、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  がある一つの  $EGR$  制御弁開度  $STP_x$  である時にバルブタイミング  $VT$  を各バルブタイミング  $VT_n$  とした場合の適合パラメータ  $e_{xn}$ 、 $g_{xn}$  と、バルブタイミング  $VT$  がある一つのバルブタイミング  $VT_x$  である時に  $EGR$  制御弁開度  $STP$  を各  $EGR$  制御弁開度  $STP_m$  とした場合の適合パラメータ  $e_{mx}$ 、 $g_{mx}$  とのみを求めておき、それらを用いてその他の任意の  $EGR$  制御弁開度  $STP_m$ 、任意のバルブタイミング  $VT_n$  の時の適合

パラメータ  $e_{mn}$ 、 $g_{mn}$  を推定するようにする。この方法は、機関回転数  $N_E$  が一定の場合には、気筒内に吸入される EGR ガスの量は EGR 制御弁開度  $STP$  と下流側吸気管内圧力  $P_m$  とによってほぼ定まることを利用している。

以下、より具体的に説明する。例えば、機関回転数  $N_E$  が  $N_{E1}$  である場合において、EGR 制御弁開度  $STP$  が閉状態  $STP_0$ 、バルブタイミング  $VT$  が基準タイミング  $VT_0$ （すなわち、進角量 = 0）の時の適合パラメータを  $e_{00}$ 、 $g_{00}$  とすると、その時の筒内吸入空気流量  $mc_{00}$  は以下の式（28）のように表すことができる。

$$mc_{00} = e_{00} \cdot P_m + g_{00} \quad \cdots (28)$$

同様に、EGR 制御弁開度  $STP$  が  $STP_1$ 、バルブタイミング  $VT$  が基準タイミング  $VT_0$ （すなわち、進角量 = 0）の時の適合パラメータを  $e_{10}$ 、 $g_{10}$  とすると、その時の筒内吸入空気流量  $mc_{10}$  は以下の式（29）のように表すことができる。

$$mc_{10} = e_{10} \cdot P_m + g_{10} \quad \cdots (29)$$

そして、これら式（28）及び式（29）から、EGR 制御弁開度  $STP$  が  $STP_1$ 、バルブタイミング  $VT$  が基準タイミング  $VT_0$ （すなわち、進角量 = 0）の時に筒内に吸入される EGR ガスの流量（以下、「筒内吸入 EGR 流量」と称す） $m_{cegr10}$  は以下の式（30）のように表すことができる。ここで、 $E$ 、 $G$  はそれぞれに対応する適合パラメータの計算値を表す係数である。

$$\begin{aligned} m_{cegr10} &= mc_{00} - mc_{10} \\ &= (e_{00} - e_{10}) \cdot P_m + (g_{00} - g_{10}) = E \cdot P_m + G \quad \cdots (30) \end{aligned}$$

これら式（28）から式（30）の各式を図示すると例えば図12のようになる。図12の例では、適合パラメータ  $e_{10}$ 、 $g_{10}$  は、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m1}$  以上の場合と所定圧

力  $P_{m1}$  未満の場合とで異なる値をとるものとしている。この結果、上記係数  $E$ 、 $G$  も下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m1}$  以上の場合と所定圧力  $P_{m1}$  未満の場合とで異なる値をとることになる。また、この例では、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m1}$  未満である場合において適合パラメータ  $e_{00}$  と  $e_{10}$  はほぼ等しいものとしている。

また、上記式 (28) 及び式 (29) と同様に、機関回転数  $NE$  が  $NE_1$  である場合において、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  が閉状態  $STP_0$ 、バルブタイミング  $VT$  が  $VT_1$  の時の適合パラメータを  $e_{01}$ 、 $g_{01}$  とすると、その時の筒内吸入空気流量  $mc_{01}$  は以下の式 (31) のように表すことができる。

$$mc_{01} = e_{01} \cdot P_m + g_{01} \quad \cdots (31)$$

さて、ここで機関回転数  $NE$  が一定の場合には、気筒内に吸入される  $EGR$  ガスの量は  $EGR$  制御弁開度  $STP$  と下流側吸気管内圧力  $P_m$  とによってほぼ定まることを考慮すると、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  が  $STP_1$ 、バルブタイミング  $VT$  が  $VT_1$  の時の筒内吸入  $EGR$  流量  $mc_{egr11}$  は、上記  $mc_{egr10}$  とほぼ等しく、上記式 (30) のように表すことができることになる。

そしてこのことから、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  が  $STP_1$ 、バルブタイミング  $VT$  が  $VT_1$  の時の筒内吸入空気流量  $mc_{11}$  は上記式 (30) と上記式 (31) とから以下の式 (32) のように表すことができる。

$$\begin{aligned} mc_{11} &= (e_{01} - e_{00} + e_{10}) \cdot P_m + (g_{01} - g_{00} + g_{10}) \\ &= (e_{01} - E) \cdot P_m + (g_{01} - G) \quad \cdots (32) \end{aligned}$$

つまり、 $EGR$  制御弁開度  $STP$  が  $STP_1$ 、バルブタイミング  $VT$  が  $VT_1$  の時の適合パラメータ  $e_{11}$ 、 $g_{11}$  は下記式 (33) のように表されることになる。すなわち、 $EGR$  制御弁開度  $ST$



PがSTP1、バルブタイミングVTがVT1の時の適合パラメータe11、g11は、EGR制御弁開度STPがSTP0、バルブタイミングVTがVT0の時の適合パラメータe00、g00と、EGR制御弁開度STPがSTP1、バルブタイミングVTがVT0の時の適合パラメータe10、g10と、EGR制御弁開度STPがSTP0、バルブタイミングVTがVT1の時の適合パラメータe01、g01とから推定することができる。

$$\left. \begin{array}{l} e_{11}=e_{01}-e_{00}+e_{10} \\ g_{11}=g_{01}-g_{00}+g_{10} \end{array} \right\} \dots (33)$$

これら式(30)、式(31)及び式(32)の各式を図示すると例えば図13のようになる。図13の例では、適合パラメータe01、g01は、下流側吸気管内圧力Pmが所定圧力Pm2以上の場合と所定圧力Pm2未満の場合とで異なる値をとるものとしている。

なお、以上では説明を簡単にするために、EGR制御弁開度STPが閉状態STP0の場合を基準として未知の適合パラメータe11、g11を推定する場合を例にとって説明したが、本発明はこれに限定されるものではない。但し、EGR制御弁開度STPが閉状態STP0の場合には他の場合に比べて、適合パラメータe、gをより精度良く求めることができるので、EGR制御弁開度STPが閉状態STP0の場合を基準とすることによって、結果として未知の適合パラメータe11、g11を精度良く推定することが可能となる。

そして、以上の説明から明らかなように、この方法によれば、各機関回転数NEの場合について、EGR制御弁開度STPがある一つのEGR制御弁開度STPxである時にバルブタイミングVTを

各バルブタイミング  $VT_n$  とした場合の適合パラメータ  $e_{xn}$ 、 $g_{xn}$  と、バルブタイミング  $VT$  がある一つのバルブタイミング  $VT_x$  である時に EGR 制御弁開度  $STP$  を各 EGR 制御弁開度  $STP_m$  とした場合の適合パラメータ  $e_{mx}$ 、 $g_{mx}$  とを求めておけば、それらを用いてその他の任意の EGR 制御弁開度  $STP_m$ 、任意のバルブタイミング  $VT_n$  の時の適合パラメータ  $e_{mn}$ 、 $g_{mn}$  を推定することができる。そしてこれにより、マップ作成のための工数を大幅に削減することができる。

ところで、図 13 に示された場合のように、筒内吸入 EGR 流量  $m_{cegr10}$  と筒内吸入空気流量  $m_{c0.1}$  とが共に、それぞれの接続点で繋がる二本の直線で示される場合には、これらに基づいて推定される筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  は二つの接続点で繋がる三本の直線で示されるようになる。このように筒内吸入空気流量が三本の直線で示されるようになると、二本の直線で示される場合に比べ、上記  $P_{mta}$  や  $m_{cta}$  を求めるべくスロットル弁通過空気流量  $m_t$  を表す曲線等との交点を求める際の計算処理が非常に煩雑になる。

そこで、制御負荷を軽減するために、上記のような筒内吸入空気流量を示す三本の直線を以下で説明するような方法で二本の直線に近似するようにしてもよい。すなわち、この方法では、推定される筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  を表す三本の直線を、それらを繋ぐ二つの接続点のうち、推定の基準となる筒内吸入空気流量  $m_{c0.1}$  を表す二本の直線の接続点と  $P_m$  座標が同じである接続点  $RP$  を基準点として、二本の直線に近似する。つまり、上記接続点  $RP$  で繋がる二本の近似直線を表す式が求められる。この二本の直線で表されるのは上記筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  を近似した近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  である。以下、図 14 及び図 15 を参照しつつ具体的

に説明する。

図 1 4 及び図 1 5 に示されるように筒内吸入 E G R 流量  $m_{cegr10}$  が接続点で繋がる二本の直線で示される場合は、上記式 (30) において上記係数  $E$ 、 $G$  が、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m1}$  以上の場合と所定圧力  $P_{m1}$  未満の場合とで異なる値をとる場合である。この場合、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m1}$  未満の場合の筒内吸入 E G R 流量  $m_{cegr10}$  を  $m_{cegrl10}$ 、上記係数  $E$ 、 $G$  を  $E_l$ 、 $G_l$  とし、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m1}$  以上の場合の筒内吸入 E G R 流量  $m_{cegr10}$  を  $m_{cegrh10}$ 、上記係数  $E$ 、 $G$  を  $E_h$ 、 $G_h$  とすると、上記式 (30) は下記式 (34) のように表すことができる。

$$\left. \begin{array}{ll} m_{cegrl10} = E_l \cdot P_m + G_l, & P_m < P_{m1} \\ m_{cegrh10} = E_h \cdot P_m + G_h, & P_m \geq P_{m1} \end{array} \right\} \dots (34)$$

同様に、図 1 4 及び図 1 5 に示されるように筒内吸入空気流量  $m_{c01}$  が接続点で繋がる二本の直線で示される場合は、上記式 (31) において上記適合パラメータ  $e_{01}$ 、 $g_{01}$  が、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  以上の場合と所定圧力  $P_{m2}$  未満の場合とで異なる値をとる場合である。この場合、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  未満の場合の筒内吸入空気流量  $m_{c01}$  を  $m_{cl10}$ 、上記適合パラメータ  $e_{01}$ 、 $g_{01}$  を  $e_{l01}$ 、 $g_{l01}$  とし、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  以上の場合の筒内吸入空気流量  $m_{c01}$  を  $m_{ch01}$ 、上記適合パラメータ  $e_{01}$ 、 $g_{01}$  を  $e_{h01}$ 、 $g_{h01}$  とすると、上記式 (31) は下記式 (35) のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} mc101 &= e101 \cdot P_m + g101, & P_m < P_{m2} \\ mch01 &= eh01 \cdot P_m + gh01, & P_m \geq P_{m2} \end{aligned} \right\} \dots (35)$$

そして、この方法では、上記筒内吸入空気流量  $mc11$  を、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  未満の場合には、傾き  $(e101 - E1)$  の直線で近似し、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  以上の場合には、傾き  $(eh01 - Eh)$  の直線で近似するようにする。そして更に、これら二本の近似直線は上記接続点  $RP$  で繋がるようにされる。

このような近似直線を表す式、すなわち上記筒内吸入空気流量  $mc11$  を近似した近似筒内吸入空気流量  $mc'11$  を表す式は、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  以上の場合と所定圧力  $P_{m2}$  未満の場合とで別の式となると共に、上記所定圧力  $P_{m1}$  と  $P_{m2}$  の大小関係によっても場合分けされる。

この方法で求められる上記近似筒内吸入空気流量  $mc'11$  を表す式は、図14のように  $P_{m1} > P_{m2}$  である場合には、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  未満の場合の近似筒内吸入空気流量  $mc'11$  を  $mc'l11$  とし、下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  以上の場合の近似筒内吸入空気流量  $mc'11$  を  $mc'h11$  とすると、下記式(36)のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} mc'l11 &= (e101 - E1) \cdot P_m + (g101 - G1) \\ &= epl11 \cdot P_m + gpl11, & P_m < P_{m2} \\ mc'h11 &= (eh01 - Eh) \cdot P_m + (Eh - E1) \cdot P_{m2} + (gh01 - G1) \\ &= (eh01 - Eh) \cdot P_m + \frac{(Eh - E1)(gh01 - g101)}{e101 - eh01} + (gh01 - G1) \\ &= epha11 \cdot P_m + gpha11, & P_m \geq P_{m2} \end{aligned} \right\} \dots (36)$$

ここで、 $epl11$ 、 $gpl11$ 、 $epha11$ 、 $gpha11$  は、式中の各対応部分を書き換えた係数であり、近似適合パラ

メータである。そしてこの場合、図 1 4 における接続点 R P の座標は所定圧力  $P_{m2}$  を用いると、 $(P_{m2}, (e_{h01} - E_1) \cdot P_{m2} + (g_{h01} - G_1))$  と表すことができる。

一方、図 1 5 に示すように  $P_{m1} < P_{m2}$  である場合には、上記近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  を表す式は、下記式 (37) のように表すことができる。

$$\left. \begin{aligned} m_{c'11} &= (e_{l01} - E_1) \cdot P_m + (e_{h01} - e_{l01} + E_1 - E_h) P_{m2} + (g_{h01} - G_h) \\ &= (e_{l01} - E_1) \cdot P_m + \frac{(E_{h01} - e_{l01} + E_1 - E_h)(g_{h01} - g_{l01})}{e_{l01} - e_{h01}} + (g_{h01} - G_h) \\ &= e_{plb11} \cdot P_m + g_{plb11}, \quad P_m < P_{m2} \\ m_{c'h11} &= (e_{h01} - E_h) \cdot P_m + (g_{h01} - G_h) \\ &= e_{phb11} \cdot P_m + g_{phb11}, \quad P_m \geq P_{m2} \end{aligned} \right\} \dots (37)$$

ここで、 $e_{plb11}$ 、 $g_{plb11}$ 、 $e_{phb11}$ 、 $g_{phb11}$  は、式中の各対応部分を書き換えた係数であり、近似適合パラメータである。そしてこの場合、図 1 5 における接続点 R P の座標は所定圧力  $P_{m2}$  を用いると、 $(P_{m2}, (e_{l01} - E_h) \cdot P_{m2} + (g_{l01} - G_h))$  と表すことができる。

また、図 1 4 及び図 1 5 から明らかなように、この方法で近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  を求めた場合、 $P_{m1} > P_{m2}$  の時には下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  未満の場合に近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  が筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  と一致し、 $P_{m1} < P_{m2}$  の時には下流側吸気管内圧力  $P_m$  が所定圧力  $P_{m2}$  以上の場合に近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  が筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  と一致する。なお、 $P_{m1} = P_{m2}$  の時には、筒内吸入空気流量  $m_{c11}$  がもともと二本の直線で示されるので、上述したような方法で近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  を求める必要はない。

更に、以上で説明したような方法で近似筒内吸入空気流量  $m_{c'11}$  を求め、それに基づいて上記  $P_{mta}$  や  $m_{cta}$  を求めるよう

にしても、算出精度への影響は比較的小さいことがわかっている。  
これは、機関回転数 $N_E$ が低速から中速回転の場合には $P_{m1} \approx P_{m2}$ となる傾向があり、機関回転数 $N_E$ が高速回転の場合には $E_l \approx E_h$ となる傾向があるためである。

なお、当然のことながら、後半に説明したEGRのある場合についても、スロットル弁通過空気流量 $m_t$ を表す曲線を先に説明した何れかの方法によって直線近似して上記 $P_{mta}$ や $m_{cta}$ を求めるようにしてもよい。

また、図11に示した構成では、可変バルブタイミング機構23が吸気弁6側にのみ設けられていたが、本発明はこれに限定されるものではない。すなわち例えば、可変バルブタイミング機構が排気弁8側のみに設けられていてもよく、もしくは、吸気弁6側と排気弁8側との両方に設けられていてもよい。

更に、図11に示した構成は、可変吸気装置の一例として可変バルブタイミング機構23を有しているが、本発明は他の可変吸気装置、例えばスワールコントロールバルブ等を有している場合についても適用可能である。すなわち例えば、上記式(27)の適合パラメータ $e$ 、 $g$ の推定については、上述した方法と同様にして、各機関回転数 $N_E$ の場合に関し、EGR制御弁開度 $STP$ がある一つのEGR制御弁開度 $STP_y$ である時にスワールコントロールバルブを各状態 $SC_n$ とした場合の適合パラメータ $e_{yn}$ 、 $g_{yn}$ と、スワールコントロールバルブがある一つの状態 $SC_y$ である時にEGR制御弁開度 $STP$ を各EGR制御弁開度 $STP_m$ とした場合の適合パラメータ $e_{my}$ 、 $g_{my}$ とから、その他の任意のEGR制御弁開度 $STP_m$ 、任意のスワールコントロールバルブの状態 $SC_n$ の時の適合パラメータ $e_{mn}$ 、 $g_{mn}$ を推定することが可能である。

なお、本発明について特定の実施形態に基づいて詳述しているが

、当業者であれば、本発明の請求の範囲及び思想から逸脱することなく様々な変更、修正等が可能である。

## 請 求 の 範 囲

1. スロットル弁通過空気流量がスロットル弁より下流側の下流側吸気管内圧力の関数として表されるスロットル弁通過空気流量算出式と、

筒内吸入空気流量が上記下流側吸気管内圧力の関数として表される筒内吸入空気流量算出式とを備えていて、

上記スロットル弁通過空気流量算出式から求められるスロットル弁通過空気流量と上記筒内吸入空気流量算出式から求められる筒内吸入空気流量とが一致する時の上記下流側吸気管内圧力をその時の運転条件で定常運転した時の下流側吸気管内圧力として算出することを特徴とする、内燃機関の制御装置。

2. スロットル弁通過空気流量がスロットル弁より下流側の下流側吸気管内圧力の関数として表されるスロットル弁通過空気流量算出式と、

筒内吸入空気流量が上記下流側吸気管内圧力の関数として表される筒内吸入空気流量算出式とを備えていて、

上記スロットル弁通過空気流量算出式から求められるスロットル弁通過空気流量と上記筒内吸入空気流量算出式から求められる筒内吸入空気流量とが一致する時の上記筒内吸入空気流量をその時の運転条件で定常運転した時の筒内吸入空気流量として算出することを特徴とする、内燃機関の制御装置。

3. 上記スロットル弁通過空気流量算出式から求められるスロットル弁通過空気流量と上記筒内吸入空気流量算出式から求められる筒内吸入空気流量とが一致する時の上記筒内吸入空気流量をその時の運転条件で定常運転した時の筒内吸入空気流量として算出することを特徴とする、請求項1に記載の内燃機関の制御装置。



4. 上記スロットル弁通過空気流量算出式は、

$m_t$  をスロットル弁通過空気流量、 $\mu$  をスロットル弁における流量係数、 $A_t$  をスロットル弁の開口断面積、 $P_a$  を大気圧、 $T_a$  を大気温度、 $R$  を気体定数、 $P_m$  を上記下流側吸気管内圧力、 $\Phi(P_m/P_a)$  を  $P_m/P_a$  の値に応じて定まる係数とすると、下記式(1)のように表され、

上記筒内吸入空気流量算出式は、

$m_c$  を筒内吸入空気流量、 $a$ 、 $b$  を少なくとも機関回転数に基づいて定められる適合パラメータとすると、下記式(2)のように表される、請求項1に記載の内燃機関の制御装置。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \cdots (1)$$

$$m_c = a \cdot P_m - b \quad \cdots (2)$$

5. 上記スロットル弁通過空気流量算出式は、

$m_t$  をスロットル弁通過空気流量、 $\mu$  をスロットル弁における流量係数、 $A_t$  をスロットル弁の開口断面積、 $P_a$  を大気圧、 $T_a$  を大気温度、 $R$  を気体定数、 $P_m$  を上記下流側吸気管内圧力、 $\Phi(P_m/P_a)$  を  $P_m/P_a$  の値に応じて定まる係数とすると、下記式(1)のように表され、

上記筒内吸入空気流量算出式は、

$m_c$  を筒内吸入空気流量、 $a$ 、 $b$  を少なくとも機関回転数に基づいて定められる適合パラメータとすると、下記式(2)のように表される、請求項2に記載の内燃機関の制御装置。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \cdots (1)$$

$$m_c = a \cdot P_m - b \quad \dots (2)$$

6. 内燃機関が排気通路に排出された排気ガスの少なくとも一部を吸気通路に流入させる排気再循環通路と、該排気再循環通路を通る排気ガスの流量を調整するEGR制御弁とを有して、

上記スロットル弁通過空気流量算出式は、

$m_t$  をスロットル弁通過空気流量、 $\mu$  をスロットル弁における流量係数、 $A_t$  をスロットル弁の開口断面積、 $P_a$  を大気圧、 $T_a$  を大気温度、 $R$  を気体定数、 $P_m$  を上記下流側吸気管内圧力、 $\Phi(P_m/P_a)$  を  $P_m/P_a$  の値に応じて定まる係数とすると、下記式(3)のように表され、

上記筒内吸入空気流量算出式は、

$m_c$  を筒内吸入空気流量、 $e$ 、 $g$  を少なくとも機関回転数と上記EGR制御弁の開度とに基づいて定められる適合パラメータとすると、下記式(4)のように表される、請求項1に記載の内燃機関の制御装置。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \dots (3)$$

$$m_c = e \cdot P_m + g \quad \dots (4)$$

7. 内燃機関が排気通路に排出された排気ガスの少なくとも一部を吸気通路に流入させる排気再循環通路と、該排気再循環通路を通る排気ガスの流量を調整するEGR制御弁とを有して、

上記スロットル弁通過空気流量算出式は、

$m_t$  をスロットル弁通過空気流量、 $\mu$  をスロットル弁における流量係数、 $A_t$  をスロットル弁の開口断面積、 $P_a$  を大気圧、 $T_a$  を大気温度、 $R$  を気体定数、 $P_m$  を上記下流側吸気管内圧力、 $\Phi(P_m/P_a)$  を  $P_m/P_a$  の値に応じて定まる係数とすると、下記

式（３）のように表され、

上記筒内吸入空気流量算出式は、

$m_c$  を筒内吸入空気流量、 $e$ 、 $g$  を少なくとも機関回転数と上記 EGR 制御弁の開度とに基づいて定められる適合パラメータとすると、下記式（４）のように表される、請求項 2 に記載の内燃機関の制御装置。

$$m_t = \mu \cdot A_t \cdot \frac{P_a}{\sqrt{R \cdot T_a}} \cdot \Phi\left(\frac{P_m}{P_a}\right) \quad \cdots (3)$$

$$m_c = e \cdot P_m + g \quad \cdots (4)$$

８．内燃機関が各気筒に設けられた弁の開閉タイミングを変更する可変バルブタイミング機構を更に有していて、

上記開閉タイミングが第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが上記第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とに基づいて、上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定する、請求項 6 に記載の内燃機関の制御装置。

９．内燃機関が各気筒に設けられた弁の開閉タイミングを変更する可変バルブタイミング機構を更に有していて、

上記開閉タイミングが第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが上記第 1 のバルブタイミングであり

且つ上記 E G R 制御弁が第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とに基づいて、上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が上記第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  を推定する、請求項 7 に記載の内燃機関の制御装置。

10. 上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  がそれぞれ、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力が第 1 の圧力よりも大きい場合と小さい場合とで異なる二つの値をとり、

上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が上記第 2 の開度である場合における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  が、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力に応じてそれぞれ三つ以上の異なる値をとると推定される場合には、

上記開閉タイミングが第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが上記第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とに基づいて、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力が第 1 の圧力よりも大きい場合と小さい場合とで異なる二つの値をとるようにした近似適合パラメータ  $e_p$ 、 $g_p$  を算出し、これらを上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 E G R 制御弁が上記第 2 の開度である場合における上記適

合パラメータ  $e$ 、 $g$  とする、請求項 8 に記載の内燃機関の制御装置。

11. 上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  がそれぞれ、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力が第 1 の圧力よりも大きい場合と小さい場合とで異なる二つの値をとり、

上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の開度である場合における適合パラメータ  $e$ 、 $g$  が、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力に応じてそれぞれ三つ以上の異なる値をとると推定される場合には、

上記開閉タイミングが第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが上記第 1 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  と、上記開閉タイミングが第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が第 1 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とに基づいて、上記スロットル弁下流側吸気管内圧力が第 1 の圧力よりも大きい場合と小さい場合とで異なる二つの値をとるようにした近似適合パラメータ  $e_p$ 、 $g_p$  を算出し、これらを上記開閉タイミングが上記第 2 のバルブタイミングであり且つ上記 EGR 制御弁が上記第 2 の開度である場合における上記適合パラメータ  $e$ 、 $g$  とする、請求項 9 に記載の内燃機関の制御装置。

12. 上記 EGR 制御弁が上記第 1 の開度である場合は、上記 EGR 制御弁が閉じられている場合である、請求項 8 に記載の内燃機関の制御装置。

13. 上記 EGR 制御弁が上記第 1 の開度である場合は、上記 EGR 制御弁が閉じられている場合である、請求項 9 に記載の内燃機関の制御装置。

14. スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する部分においては、上記スロットル弁通過空気流量算出式として、下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一次式で表される近似式が用いられる、請求項 4 に記載の内燃機関の制御装置。

15. スロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する部分においては、上記スロットル弁通過空気流量算出式として、下流側吸気管内圧力  $P_m$  の一次式で表される近似式が用いられる、請求項 5 に記載の内燃機関の制御装置。

16. 上記近似式は、上記スロットル弁通過空気流量算出式で表される曲線上の 2 点であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の 2 点を結んだ直線を表す一次式とされる、請求項 14 に記載の内燃機関の制御装置。

17. 上記近似式は、上記スロットル弁通過空気流量算出式で表される曲線上の 2 点であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の 2 点を結んだ直線を表す一次式とされる、請求項 15 に記載の内燃機関の制御装置。

18. 上記大気圧  $P_a$  の代わりに、少なくともエアクリーナの圧力損失を考慮して求められたスロットル弁上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  が用いられる、請求項 4 に記載の内燃機関の制御装置。

19. 上記大気圧  $P_a$  の代わりに、少なくともエアクリーナの圧力損失を考慮して求められたスロットル弁上流側吸気管内圧力  $P_{ac}$  が用いられる、請求項 5 に記載の内燃機関の制御装置。

20. 前回求めたスロットル弁通過空気流量に基づいて、少なくともエアクリーナの圧力損失を考慮したスロットル弁上流側吸気管

内圧力  $P_{ac}$  が求められ、

上記近似式は、上記スロットル弁通過空気流量算出式で表される曲線上の 2 点であってスロットル弁通過空気流量  $m_t$  と筒内吸入空気流量  $m_c$  との大きさが逆転する前後の 2 点の各座標を示す下流側吸気管内圧力とスロットル弁通過空気流量の値に対して、それぞれ  $P_{ac} / P_a$  を乗じて得られる座標で示される 2 点を結んだ直線を表す一次式とされる、請求項 14 に記載の内燃機関の制御装置。

Fig. 1

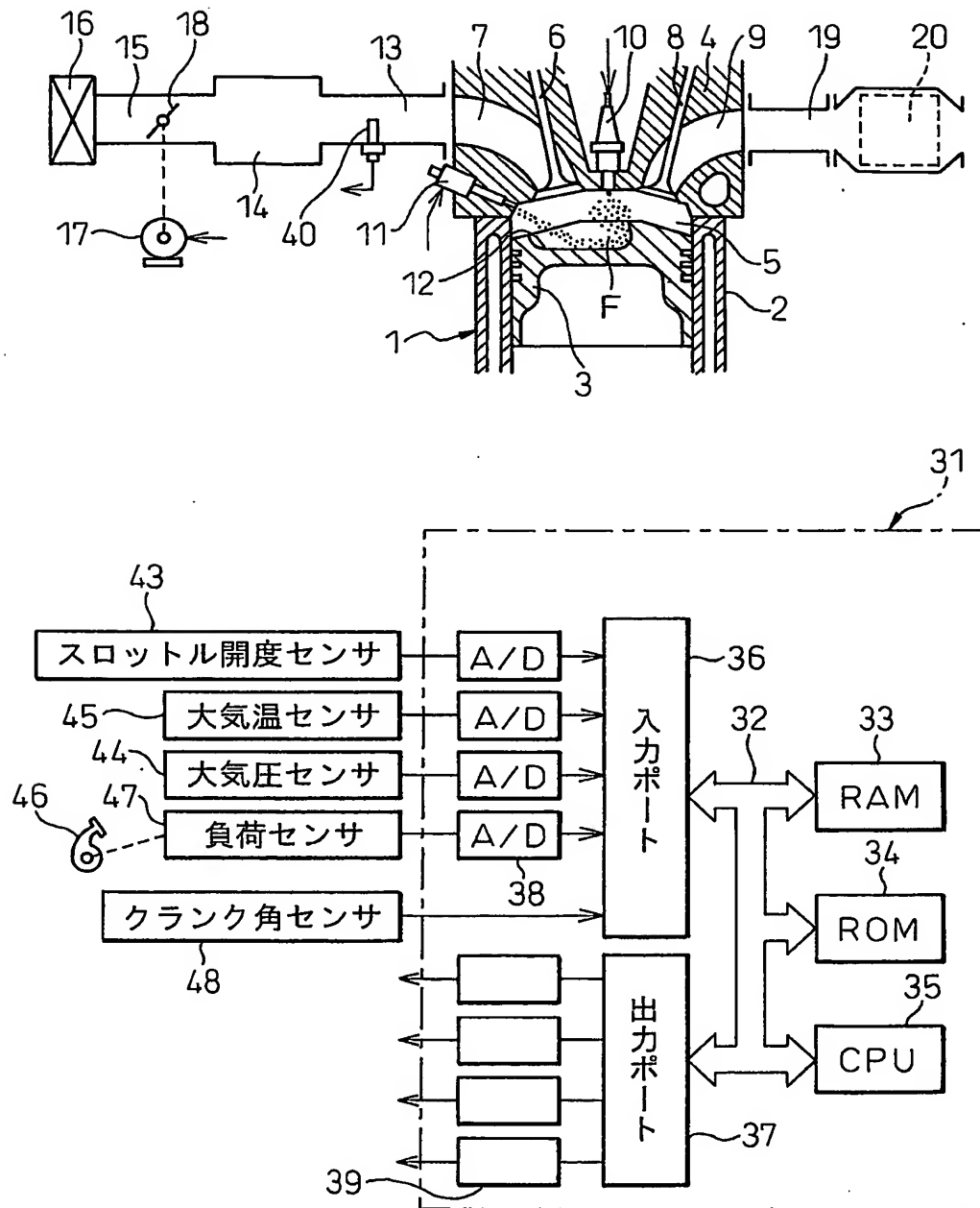




Fig.2

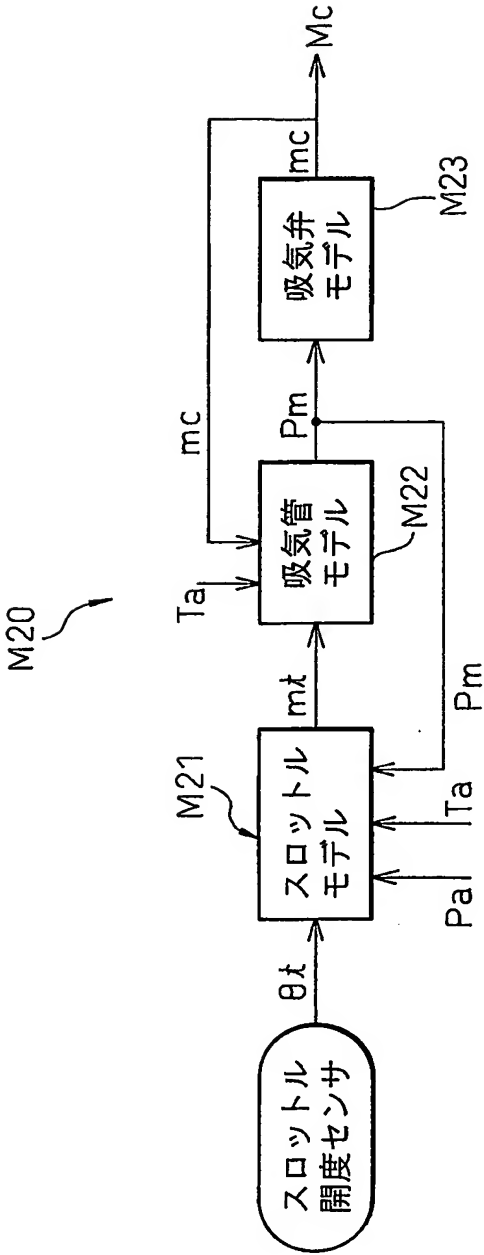


Fig.3

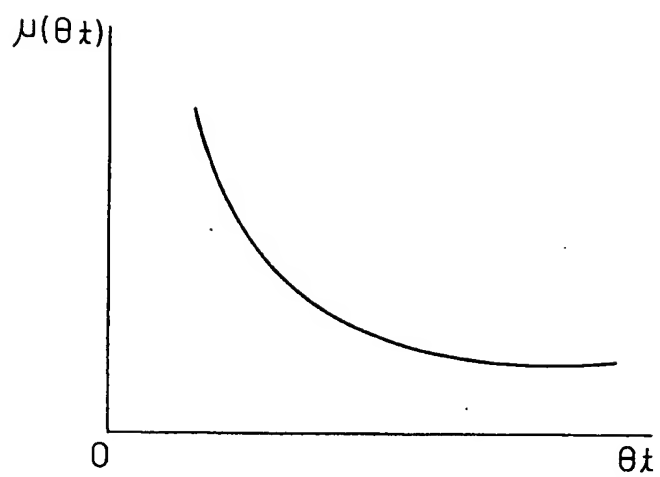


Fig.4

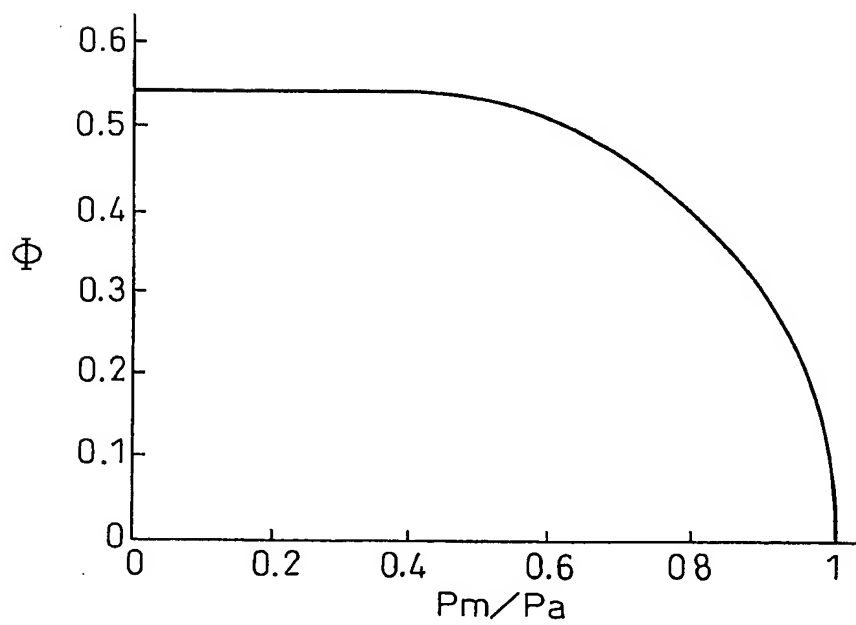


Fig.5

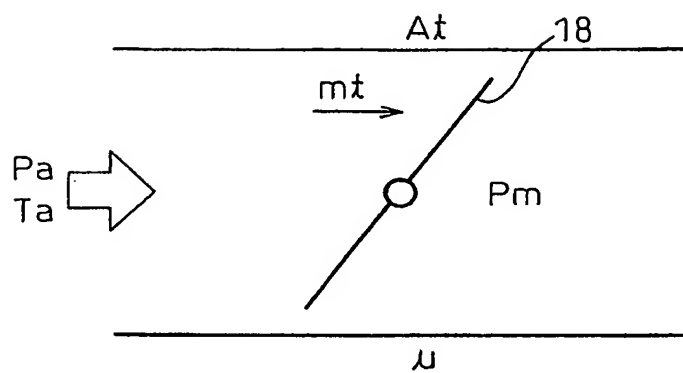


Fig.6

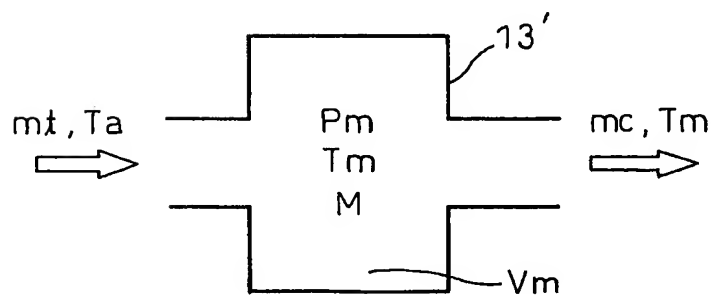


Fig.7

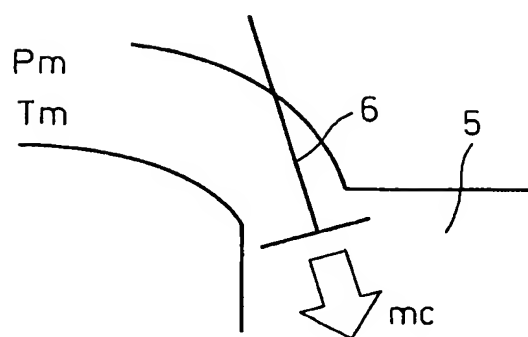


Fig.8

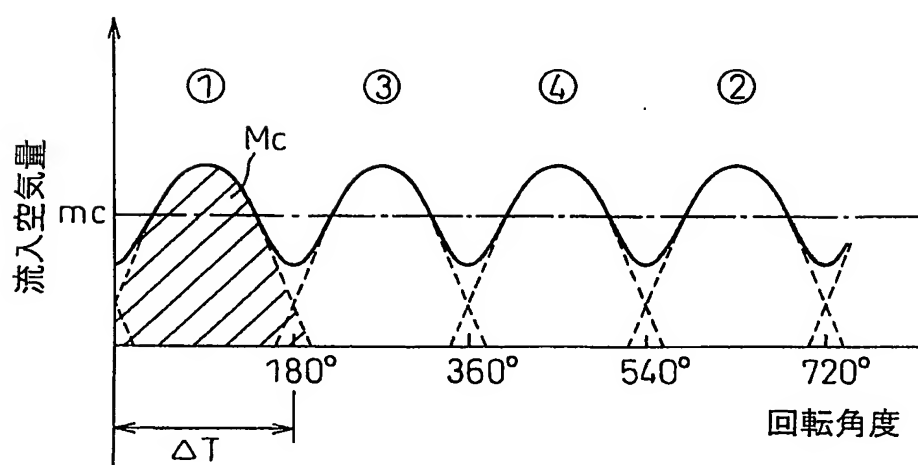


Fig.9

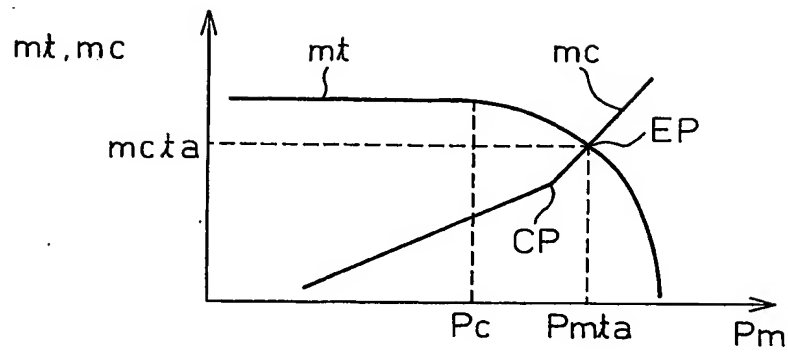


Fig.10

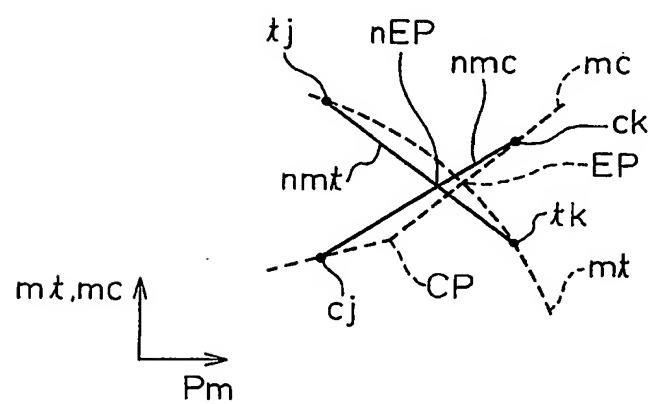


Fig.11

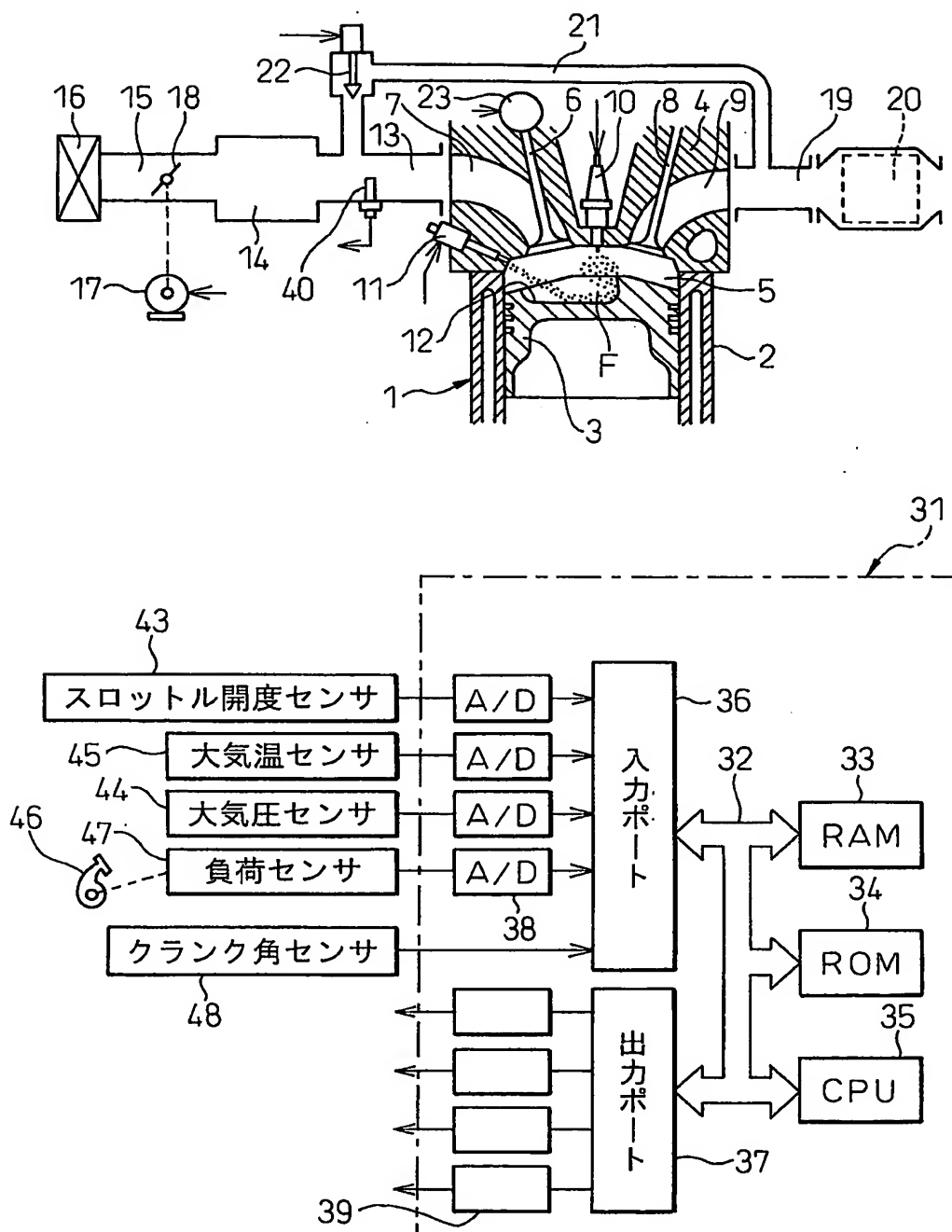


Fig. 12

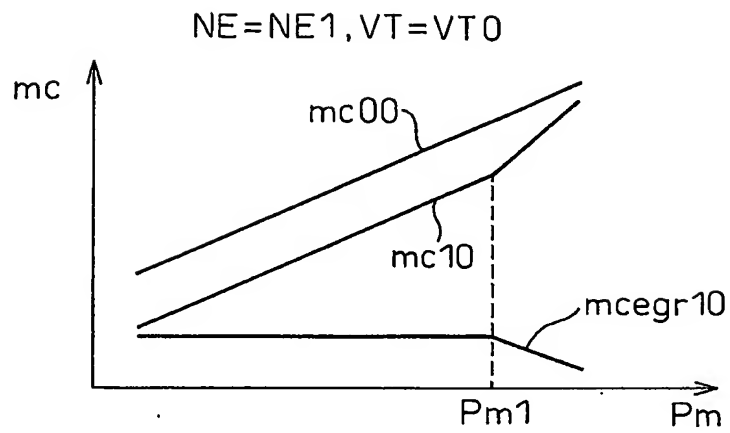


Fig.13

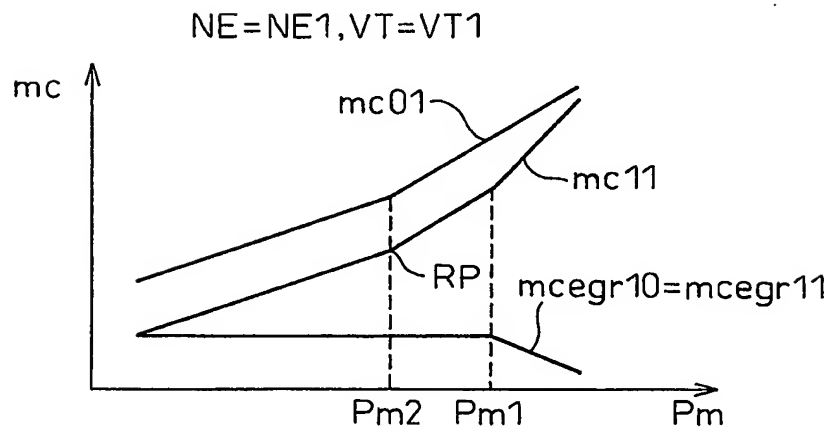


Fig.14

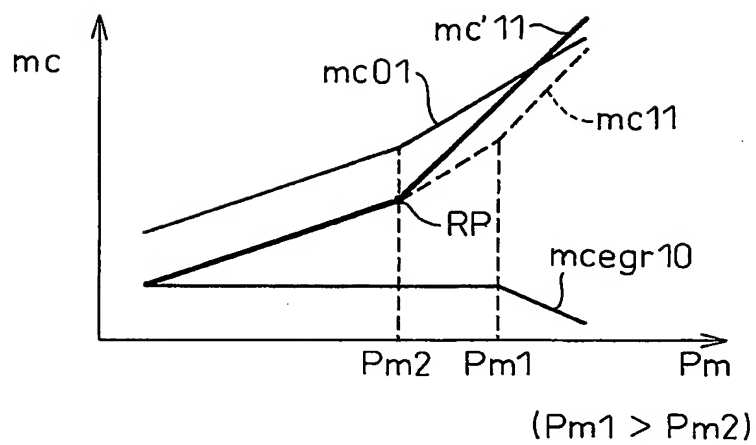
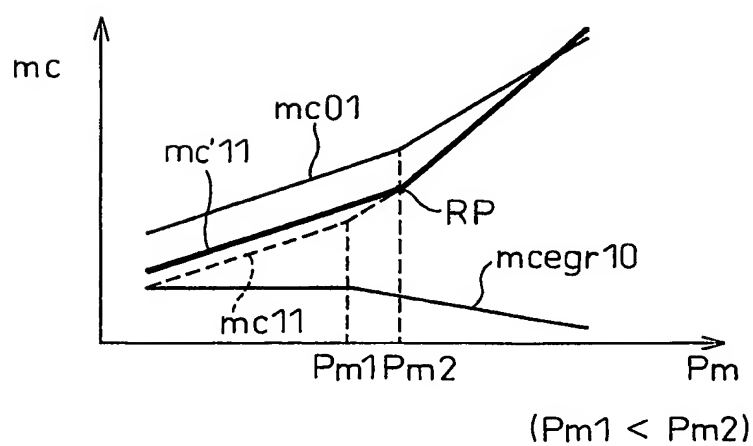


Fig.15





符号の説明

- 1 … 機関本体
- 5 … 燃焼室
- 6 … 吸気弁
- 7 … 吸気ポート
- 8 … 排気弁
- 9 … 排気ポート
- 11 … 燃料噴射弁
- 13 … 吸気管
- 18 … スロットル弁
- 22 … EGR 制御弁
- 23 … 可変バルブタイミング機構

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/010564

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
Int.Cl.<sup>7</sup> F02D45/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)  
Int.Cl.<sup>7</sup> F02D45/00Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched  
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004  
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y A	JP 8-232748 A (Honda Motor Co., Ltd.), 10 September, 1996 (10.09.96), Full text; all drawings & JP 8-232751 A & US 5597951 A	1-3 4-7, 18-19 8-17, 20
Y A	JP 5-240104 A (Hitachi, Ltd.), 17 September, 1993 (17.09.93), Page 2, left column, lines 2 to 13 (Family: none)	4-7, 18, 19 8-17, 20
Y A	JP 11-182356 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 06 July, 1999 (06.07.99), Full text; all drawings (Family: none)	6, 7 8-17, 20

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search  
16 September, 2004 (16.09.04)Date of mailing of the international search report  
05 October, 2004 (05.10.04)Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>1</sup> F02D45/00

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl<sup>1</sup> F02D45/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年  
 日本国公開実用新案公報 1971-2004年  
 日本国実用新案登録公報 1996-2004年  
 日本国登録実用新案公報 1994-2004年

国際調査で利用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y A	J P 8-232748 A (本田技研工業株式会社) 1996. 09. 10, 全文, 全図 & J P 8-232751 A & US 5597951 A	1-3 4-7, 18-19 8-17, 20
Y A	J P 5-240104 A (株式会社日立製作所) 1993. 09. 17, 第2頁左欄第2~13行 (ファミリーなし)	4-7, 18, 19 8-17, 20
Y A	J P 11-182356 A (日産自動車株式会社) 1999. 07. 06, 全文, 全図 (ファミリーなし)	6, 7 8-17, 20

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 16. 09. 2004

国際調査報告の発送日 05.10.2004

国際調査機関の名称及びあて先  
 日本国特許庁 (ISA/JP)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)  
 関 義彦

3G 9145

電話番号 03-3581-1101 内線 3355